

Analiza porównawcza konstrukcji i wytrzymałości połączeń typu czopowego w technice samochodowej

Grzegorz Chomka, Jerzy Chudy, Marian Oleśkiewicz

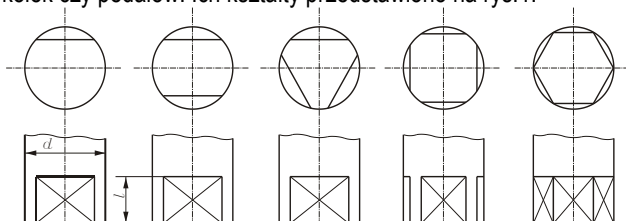
Streszczenie

W artykule poddano analizie porównawczej n-boczne połączenia czopowe. Obliczono moment jaki może przenieść każde z rozwiązań przy założeniu tych samych parametrów geometrycznych złącza.

Słowa kluczowe: : połączenie czopowe wieloboczne, wytrzymałość.

Wstęp

Rozwiązania techniczne n-boczne typu czopowego zaliczane są do połączeń kształtowych. Z jednej strony są dość powszechnie stosowane zaś z drugiej, w odróżnieniu od połączeń wielowypustowych czy wielokarbowych, mało wnikliwie przeanalizowane [1]. Są różnorodne i stosowane zależnie od potrzeb użytkowych. Często występują w pojazdach samochodowych jako łączniki w układzie kierowniczym czy elementach wyposażenia w osadzeniach pokręteł, dźwignien, kólek czy pedałów. Ich kształty przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Połączenia wieloboczne a) ze ścięciem jednobocznym, b) ze ścięciem dwubocznym, c) trójboczne d) czwórboczne, e) sześcioboczne

Połączenia te łączą również klucze z nakrętką, w wariantach sześciobocznym w przypadku kluczy nasadowych i imbusowych, czworobocznym dla klucza o tym kształcie czy dwubocznym w przypadku kluczy płaskich.

1. Założenia techniczne

Połączenia poddane analizie są narażone na wzajemne oddziaływanie n-bocznych powierzchni odpowiednio ukształtowanego czopa jak i otworu piasty. Dlatego dokładność ich wykonania, jak i liczba decyduje o rozkładzie naprężeń na powierzchniach biorących udział w przenoszeniu obciążenia przez całe połączenie.

Przyjęcie tych samych warunków wykonania połączenia, czy ich stałych parametrów konstrukcyjnych pozwoli na określenie, które z nich jest najkorzystniejsze ze względu na możliwość przeniesienia momentu napędowego.

Przyjęto następujące założenia techniczne pozwalające ujednoczyć wyniki prowadzonych obliczeń:

- Parametrem porównawczym do wszystkich połączeń jest moment skręcający możliwy do przeniesienia przez połączenie (M_s).
- Średnica d_1 oraz czynna długość czopa (piasty) I n-bocznych powierzchni przenoszących obciążenie dla wszystkich przypadków jest taka sama.
- Dopuszczalne naciski powierzchniowe k_d mają tę samą wartość.
- Wykonanie średnio-dokładne, pasowania H7/f7 lub H7/d8 (model praktyczny) i spoczynkowe.
- Współczynnik tarcia stal – stal (staliwo) do obliczeń przyjęty o wartości $\mu=0,12$.
- Czynna szerokość powierzchni styku w każdym przypadku odniesiona jest do średnicy czopa i wynosi 0,8 jej płaskiej powierzchni wynikającej np. z podziału obwodu czopa [2].

2. Podstawy teoretyczne

Zwykle w połączeniach n-bocznych stosuje się pasowania H7/f7 lub H7/d8. Dla omawianych połączeń [2,3,4] przyjmuje się rozkład sił działających wzdłuż płaskiej powierzchni styku (b) w przekroju poprzecznym trójkątny i rosnący liniowo od $q=0$ do q_{max} . (Rys. 2a.). Dla połączeń luźnych na połowie tej powierzchni. W przypadku połączeń luźnych, wykonanych zgrubnie lub też wypracowanych na skutek eksploatacji występuje spiętrzenie naprężeń mogące spowodować ścięcie naroży i obrót łączonych części [3].

W przyjmowanym rozkładzie naprężeń wypadkowa siła jest równa:

$$N = \lim \sum_{i=1}^n q \cdot \Delta x = \int_0^b q dx \quad (1)$$

Jednocześnie można zapisać, co wynika z podobieństwa trójkątów:

$$\frac{q}{x} = \frac{q_{max}}{b} \Rightarrow q = \frac{q_{max}}{b} \cdot x \quad (2)$$

Wyznaczając z tego równania q i wstawiając do równania 1 otrzymujemy:

$$N = \int_0^b \frac{q_{max}}{b} \cdot x dx = \frac{q_{max}}{b} \cdot \frac{x^2}{2} \Big|_0^b = \frac{q_{max} \cdot b}{2} \quad (3)$$

Położenie równoważnej siły N można określić obliczając moment elementarnych sił q na odcinku Δx względem punktu A, zatem:

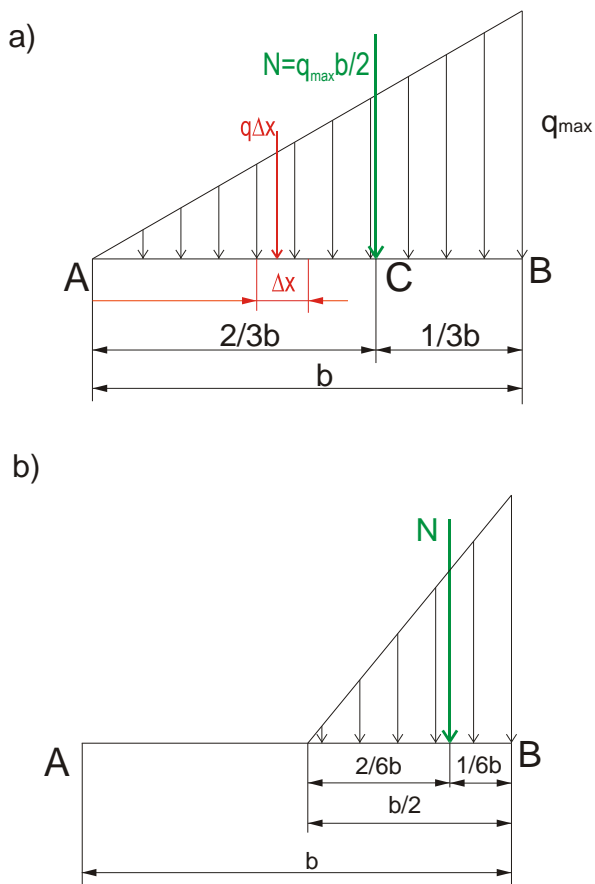
$$N \cdot (AC) = \lim \sum_{i=1}^n q \cdot \Delta x \cdot x = \int_0^b q \cdot x dx \quad (4)$$

Korzystając z zależności (2) otrzymujemy:

$$N \cdot (AC) = \frac{q_{max}}{b} \int_0^b x^2 dx = \frac{q_{max}}{b} \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_0^b = \frac{q_{max} \cdot b^2}{3} \quad (5)$$

I uwzględniając (3) ostatecznie otrzymujemy:

$$AC = \frac{q_{max} \cdot b^2}{3N} = \frac{2}{3} \cdot b \quad (6)$$

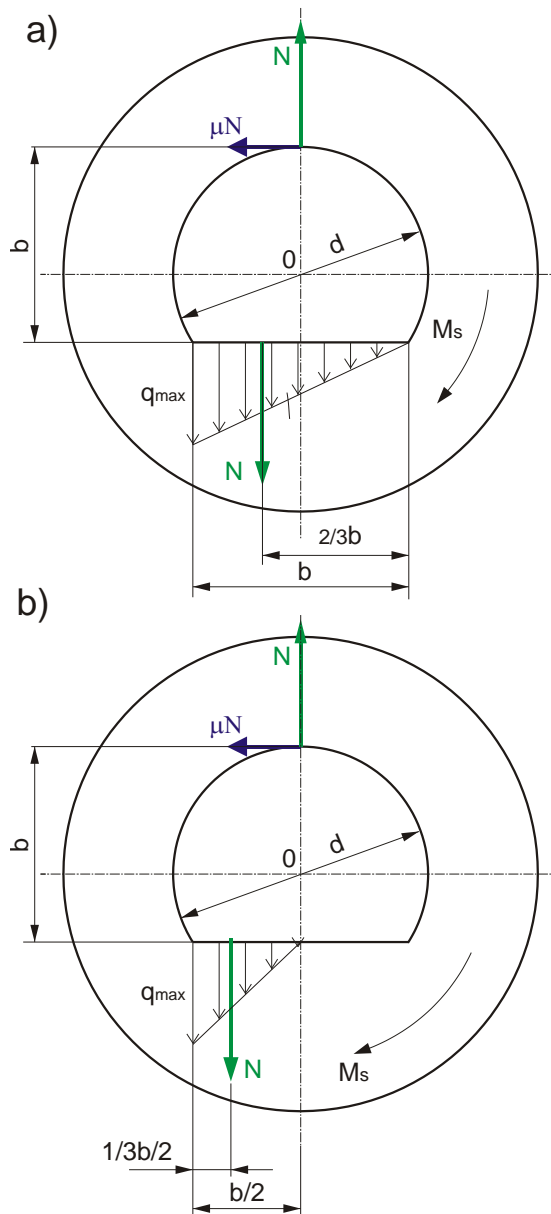


Rys. 2. Połączenie dźwigni z czopem; a) rozkład sił w połączeniu spasowanym, b) rozkład sił w połączeniu średnio dokładnym.

Położenie to jest jednoznacznie środkiem ciężkości trójkątnego rozkładu jednostkowych sił q . W rozwiązaniach średnio dokładnych przedstawionych na rys.3b położenie siły wypadkowej będzie zgodne z podanymi wielkościami.

3. Analiza obliczeniowa wielobocznych połączeń kształtowych

Połączenie kształtowe ze ścięciem jednobocznym przedstawiono na rys.3, w wariancie zaciskowym klinem i średnio dokładnym (praktycznym, występującym najczęściej).



Rys. 3. Model połączenia ze ścięciem jednobocznym; a) wykonanie ciasne, b) wykonanie średnio dokładne

W przypadku połączenia ciasnego zależność na wypadkową siłę N nacisków q wyliczamy z następującej zależności:

$$N = \frac{1}{2} \cdot q_{max} \cdot b \cdot l = \frac{1}{2} \cdot b \cdot l \cdot k_d \quad (7)$$

Gdzie l jest długością złącza zaś moment M_s przenoszony przez połączenie z uwzględnieniem tarcia w złączu:

$$M_s = \frac{1}{3} \cdot b + \mu \cdot N \cdot b \quad (8)$$

nowe konstrukcje

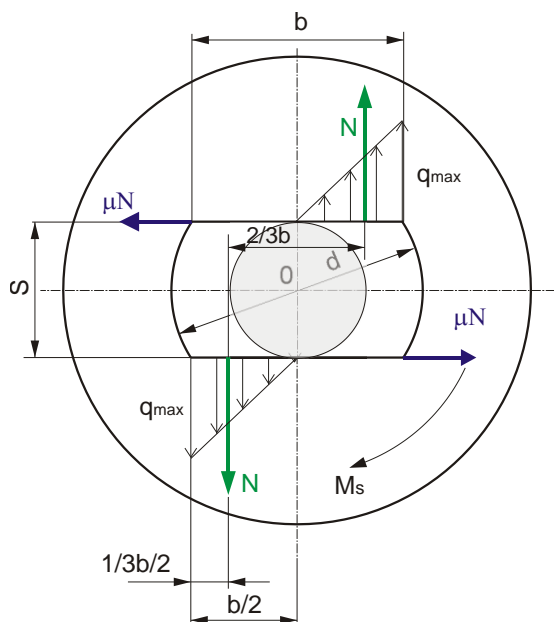
Gdzie po przyjęciu $b=0,8d$ oraz współczynnika tarcia dla pary trącej stal-stal $\mu=0,12$ ostatecznie otrzymujemy:

$$M_s = 0,145 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (9)$$

Dla rozwiązania z pasowaniem średnio dokładnym ostateczna wartość momentu przenieszonego przez połączenie wynosi:

$$M_s = 0,0725 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (10)$$

Połączenie ze ścięciem dwubocznym różni się jedynie symetrycznym rozkładem nacisków. Jest ono w dużej mierze zbliżone do układu klucz – główka śruby (nakrętka). Jest ono korzystniejsze od jednobocznego pod względem współosiowości łączonych elementów i przy zachowaniu staranności wykonania łatwiej ją uzyskać. Analizie poddano model praktyczny w wykonaniu średnio dokładnym.



Rys. 4. Model połączenia ze ścięciem dwubocznym.

Dla tego rodzaju połączenia można zapisać równanie siły wypadkowej N i momentu M_s , który przeniesie złącze, przy poprzednich założeniach oraz założeniu wymiaru $S=0,6d$:

$$N = \frac{1}{2} \cdot q_{max} \cdot \frac{b}{2} \cdot l = \frac{1}{4} \cdot b \cdot l \cdot k_d \quad (11)$$

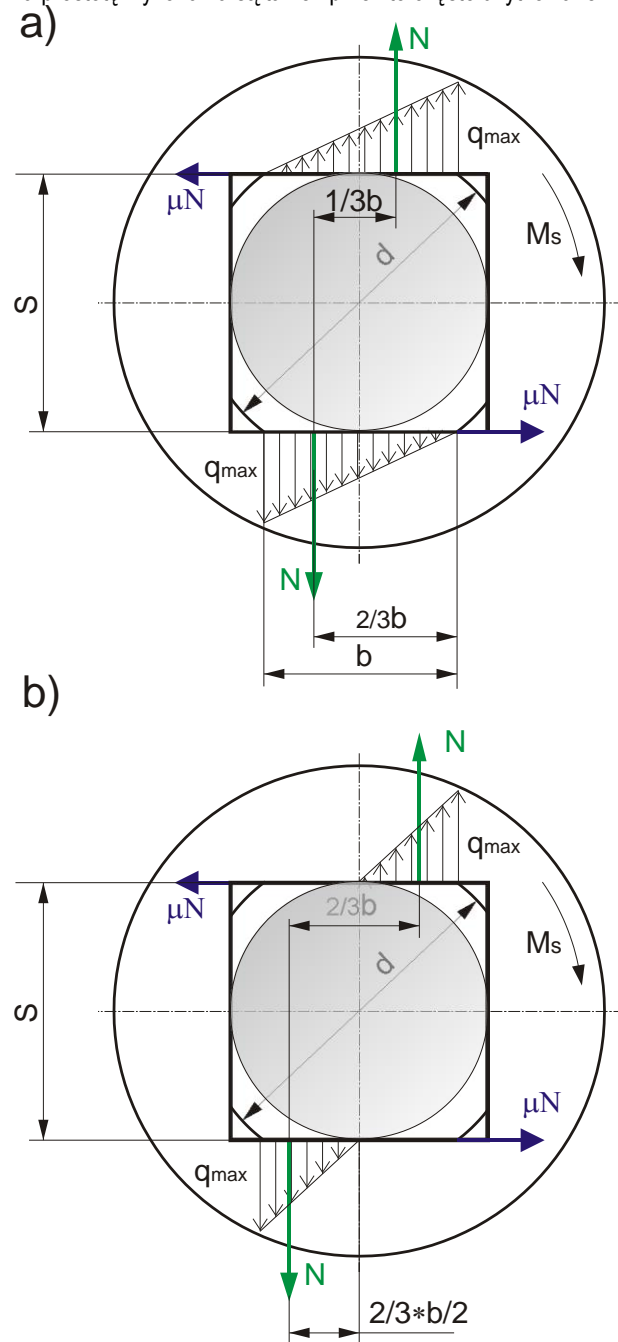
$$M_s = 0,12 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (12)$$

Połączenie ze ścięciem trójbocznym należy do połączeń z najlepiej scentrowanymi elementami łączonymi stąd i najmniejszym spiętrzeniem naprężeń [5]. Ponieważ model jest zbliżony do poprzednich wyliczono wartości siły wypadkowej N i momentu M_s , który przeniesie złącze również w wariantcie średnio dokładnym.

$$N = \frac{1}{4} \cdot q_{max} \cdot b \cdot l = \frac{1}{4} \cdot b \cdot l \cdot k_d \quad (13)$$

$$M_s = 0,184 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (14)$$

Połączenie ze ścięciem czwórbocznym czyli połączenie z czopem kwadratowym może być wykonywane zarówno z powierzchni walcowej jak i stożkowej. W porównaniu ze ścięciem trójbocznym ma gorsze centrowanie ale ze względu na prostotę wykonania są tanie i przez to często użytkowane.



Rys. 5. Model połączenia ze ścięciem czwórbocznym: a) wariant średnio dokładny wykonania i centrowania, b) wariant śruby (nakrętka) – klucz.

Istnieje jeszcze jedna możliwość połączenia polegająca na dobrze wycentrowanym i spasowanym skojarzeniu wykorzystującym często klucze nasadowe o dokładnym wykonaniu wymiaru S . Rozkład nacisków jest podobny do rys. 5b z tym, że obciążone są wszystkie cztery powierzchnie. Dla rozwiązania przedstawionego na rys. 5a najczęściej rozpatrywanego w literaturze technicznej zależność na wypadkową siłę N nacisków q rozłożonych na szerokości b po

obu stronach czopa (ze względu na luzy wykonawcze przyjmuje się tylko dwie powierzchnie robocze) ma postać:

$$N = \frac{1}{2} \cdot q_{max} \cdot b \cdot l = \frac{1}{2} \cdot b \cdot l \cdot k_d \quad (15)$$

$$M_s = 0,1355 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (16)$$

W wariancie b:

$$N = \frac{1}{4} \cdot q_{max} \cdot b \cdot l = \frac{1}{4} \cdot b \cdot l \cdot k_d \quad (17)$$

$$M_s = 0,1211 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (18)$$

Zaś w wariancie z czterema powierzchniami współpracującymi wartość momentu przyjmie postać:

$$M_s = 0,2422 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (19)$$

Połączenie ze ścięciem sześciobocznym są najbardziej rozpowszechnione. Rozkład nacisków na ich powierzchniach ma identyczny charakter jak na rys. 5b i dotyczy, w zależności od dokładności wykonania połączenia lub sposobu użytkowania dwu lub sześciu powierzchni. Przenoszony moment skręcający przyjmuje odpowiednio postać:

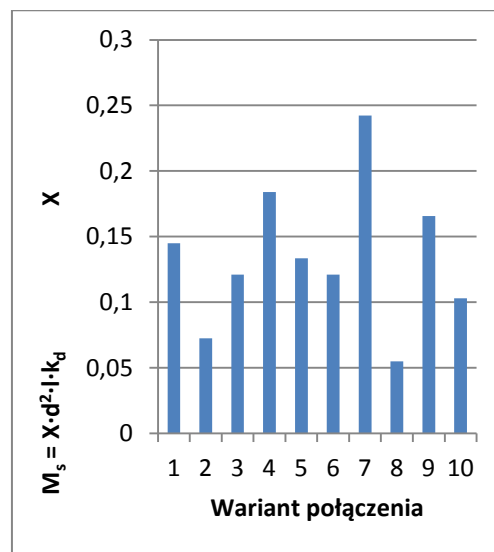
$$M_s = 0,0552 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (20)$$

$$M_s = 0,1656 \cdot d^2 \cdot l \cdot k_d \quad (21)$$

3. Podsumowanie i wnioski

Zbiorcze wyniki wytrzymałości poszczególnych połączeń czopowych n-bocznych ilustruje wykres zamieszczony na rys.6.

Na jego podstawie można stwierdzić, że największą wytrzymałość wykazują złącza scentrowane i dokładne. Przenoszony moment jest tym większy im mniejsza jest ilość współpracujących boków w tym złącza 1-bocznego ciasnego



Rys. 6. Porównanie połączeń typu n-bocznego: 1) 1-bocznego ciasnego, 2) 1-bocznego średniodokł., 3) 2-bocznego średniodokł., 4) 3-bocznego, 5) 4-bocznego średniodokł., 6) 4-bocznego luźnego, 7) 4-bocznego dokładnego, 8) 6-bocznego luźnego, 9) 6-bocznego dokładnego, 10) 6-bocznego średniodokł.

Bibliografia

- [1] G.Chomka, J.Chudy, M.Oleśkiewicz – Analiza wytrzymałości połączeń wpustowych, wielowypustowych i wielokartowych; Wyd. AUTOBUSY, Słupsk 5/2012
- [2] E.A.Wopiłkin – Raszcziot i konstruirowanie mechanizmow, priborow i sistem; Wyszajaja Szkoła, Moskwa 1980
- [3] W.Korewa, K.Zygmunt – PKM t.II, WNT, W-wa 1973
- [4] J.Drewniak – Zbiór zadań z PKM Wyd. Prac. Komp. J.Skalmierskiego, Gliwice 2000
- [5] W.Korewa – Części Maszyn, T.I PWN, W-wa 1970.

Comparative analysis of the structure and strength of the pintle connections for automotive engineering

Abstract

The article presents the results of a comparative analysis of polygonal pintle connection. Calculated moment that can be transfer by each of the solutions assuming the same geometric parameters of the connector.

Key words: spigot polygonal, strength.

Autorzy:

Dr inż. **Grzegorz Chomka** – Zakład TM i PKM, Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska;
 Dr inż. **Jerzy Chudy** – Zakład TM i PKM, Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska;
 Dr inż. **Marian Oleśkiewicz** – Zakład TM i PKM, Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska;